

(19) BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

(12) Offenlegungsschrift
(11) DE 37 25 100 A 1

(51) Int. Cl. 4:
F16F 7/08
D 06 F 37/20

(21) Aktenzeichen: P 37 25 100.7
(22) Anmeldetag: 29. 7. 87
(43) Offenlegungstag: 9. 2. 89

(71) Anmelder:
Fritz Bauer + Söhne oHG, 8503 Altdorf, DE
(74) Vertreter:
Rau, M., Dipl.-Ing. Dr.rer.nat., Pat.-Anw., 8500
Nürnberg

(72) Erfinder:
Bauer, Hans-Peter; Bauer, Hans Jürgen;
Stadelmann, Ludwig, 8503 Altdorf, DE

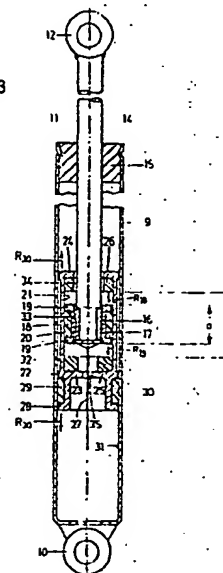
(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht zu ziehende Druckschriften:

DE	28 20 651 C2
DE	24 06 144 B2
DE-OS	14 60 969
DE	85 08 931 U1
DE	79 29 936 U1
GB	20 78 882 A
EP	80 243 A1

(54) Schwingungsdämpfer, insbesondere für Waschmaschinen

Ein als Reibungsdämpfer ausgebildeter Schwingungsdämpfer, insbesondere für Waschmaschinen mit horizontaler Trommelachse, die mit unterkritischer Waschdrehzahl und mit überkritischer Schleuderdrehzahl antreibbar sind, weist ein zylindrisches Gehäuse (9), ein in diesem verschiebbar angeordnetes, als Kolbenträger (22) ausgebildetes Innengehäuse und eine Kolbenstange (11) auf, an deren innerem Ende ein an der Innenwand (21) des Kolbenträgers (22) anliegender Reibungskolben (18) vorgesehen ist. Am Kolbenträger ist ein Reibungskolben (28) angebracht, der an der Innenwand (31) des Gehäuses (9) anliegt. Die Reibungskraft (R_{18}) zwischen dem an der Kolbenstange (11) befindlichen Reibungskolben (18) und der Innenwand (21) des Kolbenträgers (22) ist kleiner als die Reibungskraft (R_{30}) zwischen dem am Kolbenträger (22) ausgebildeten Reibungskolben (28) und der Innenwand (31) des Gehäuses (9). Zweck dieser Ausbildung ist es, einen möglichst einfachen Aufbau des Schwingungsdämpfers zu erreichen, der gleichzeitig zu einer sehr effizienten Dämpfung führt.

FIG. 3



DE 37 25 100 A 1

BEST AVAILABLE COPY

DE 37 25 100 A 1

Patentansprüche

1. Schwingungsdämpfer, insbesondere für Waschmaschinen mit horizontaler Trommelachse, die mit unterkritischer Waschkreiszahl und mit überkritischer Schleuderdrehzahl antreibbar sind, mit einem zylindrischen Gehäuse (9) und mit einer koaxial zur Mittel-Längs-Achse (14) des Gehäuses (9) aus diesem herausgeführten Kolbenstange (11), die an ihrem im Gehäuse (9) befindlichen Ende mit einem Reibungskolben (16) versehen ist, der unter Reibung gegen die Innenwand (21) eines im Gehäuse (9) verschiebbar angeordneten, den Reibungskolben (16) umgebenden, im wesentlichen zylindrischen Innengehäuses anliegt, dadurch gekennzeichnet, daß das Innengehäuse als mit einem Reibungskolben (28) versehener Kolbenträger (22) ausgebildet ist, wobei der Reibungskolben (28) mit einem Reibbelag (30) unter Reibung gegen die Innenwand (31) des Gehäuses (9) anliegt, und daß die Reibungskraft (R_{16}) zwischen dem an der Kolbenstange (11) angebrachten Reibungskolben (16) und der Innenwand (21) des Kolbenträgers (22) kleiner ist als die Reibungskraft (R_{30}) zwischen dem am Kolbenträger (22) ausgebildeten Reibungskolben (28) und der Innenwand (31) des Gehäuses (9).
2. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolbenträger (22) in einer die Mittel-Längs-Achse (14) aufnehmenden Trennfläche (27) geteilt ist.
3. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolbenträger (22) aus Kunststoff besteht.
4. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolbenträger (22) Flanschringe (23, 24) aufweist, die den an der Kolbenstange (11) angebrachten Reibungskolben (16) mit axialem Abstand radial übergreifen.
5. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß gegen die Innenseiten der Flanschringe (23, 24) Anschlagdämpfer (25, 26) anliegen.
6. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß in der Außenseite des Kolbenträgers (22) eine Kammer (32) zur Aufnahme von Schmierfett vorgesehen ist.
7. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibungsbeläge (18, 30) aus geschäumtem Kunststoff bestehen.
8. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibungsbeläge (18, 30) aus geschäumtem Polyurethan bestehen.
9. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß für das Verhältnis der Reibungskraft (R_{16}) zwischen dem an der Kolbenstange (11) angebrachten Reibungskolben (16) und der Innenwand (21) des Kolbenträgers (22) und der Reibungskraft (R_{30}) zwischen dem am Kolbenträger (22) ausgebildeten Reibungskolben (28) und der Innenwand (31) des Gehäuses (9) gilt: $R_{16} : R_{30} = 1 : 2$ bis $1 : 10$.

Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen Schwingungsdämpfer nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

mel mit horizontaler Achse aufweisen. Die Abstützung des Waschaggregates gegenüber dem Maschinengestell erfolgt mittels elastisch angelenkter Federbeine oder mittels Zugfedern von der Oberseite des Maschinengestells aus. Die Schwingungsdämpfung wird mittels in die Federbeine integrierter oder mittels gesonderter Schwingungsdämpfer vorgenommen, die als Reibungsdämpfer oder als hydraulische Dämpfer ausgebildet sein können. Im Hinblick darauf, daß die Waschmaschinen einerseits mit einer niedrigen unterkritischen Waschkreiszahl und andererseits mit einer hohen überkritischen Schleuderdrehzahl antreibbar sind, besteht das Problem darin, die Dämpfungskräfte der Schwingungsdämpfer im Bereich der kritischen Drehzahl möglichst groß zu machen, sie aber im Bereich niedriger bzw. hoher überkritischer Drehzahl entsprechend den dort herrschenden kleinen Schwingungsamplituden klein zu machen.

Aus der DE-PS 24 06 144 ist es hierzu für ein Federbein mit integrierter Reibungsdämpfung bereits bekannt geworden, in dem zylindrischen Gehäuse ein zweites ebenfalls zylindrisches Innengehäuse koaxial anzuordnen, das gegenüber dem es aufnehmenden Gehäuse einen Leerhub ausüben kann. Aufgrund dieser Ausgestaltung übt dieses Federbein bei niedrigen Schwingungsamplituden des schwingenden Systems, beispielsweise also des Waschaggregats, überhaupt keine Reibungs-Dämpfungskräfte auf dieses schwingende System aus. Erst wenn dieses Innengehäuse nach Durchlaufen seines freien Verschiebeweges an der entsprechenden Stirnseite des Gehäuses zur Anlage kommt, also bei entsprechend größeren Schwingungsamplituden, wird die Kolbenstange mit dem Reibungskolben relativ zu diesem Innengehäuse an dessen Innenwand verschoben, wodurch Reibungs-Dämpfungskräfte erzeugt werden. Dieses Federbein ist konstruktiv aufwendig und weist den Nachteil auf, daß das Innengehäuse zwangsläufig eine große schwingende Masse aufweist.

Aus der EP-PS 00 42 708 ist es bekannt, ein Federbein für die schwingungsfähige Abstützung eines Waschaggregats einer Waschmaschine mit einer Reibungsdämpfungseinrichtung zu versehen, in der eine Kolbenstange des Federbeins unter leichter Reibung verschiebbar hindurchgeführt ist. Auf der Kolbenstange befindet sich ein ringförmiges Dämpfungsteil, das bei kleinen Schwingungsamplituden der Kolbenstange relativ zu der Reibungseinrichtung nicht mit im Schwingungsweg befindlichen Anschlägen zur Anlage kommt. Wenn Schwingungsamplituden eine konstruktiv vorgegebene Amplitude überschreiten, dann kommt dieser Ring mit einem der Anschläge in Berührung, so daß dann die Kolbenstange sich unter entsprechender höherer Reibungskraft durch diesen Ring hindurchschiebt. Dieser bekannte Schwingungsdämpfer hat den Nachteil, konstruktiv relativ aufwendig zu sein; hinzu kommen die kleinen Reibungsflächen, da diese jeweils nur an der Kolbenstange ausgebildet sind. Die Reibungskräfte zwischen der Kolbenstange und den Führungsbüchsen sind stark toleranzabhängig und damit nicht reproduzierbar.

Aus der EP-OS 02 17 234 ist es bekannt, eine solche progressive Dämpfung, d.h. eine Zunahme der Dämpfungskraft bei größeren Schwingungsamplituden, dadurch zu erreichen, daß die Innenwand des Gehäuses des Schwingungsdämpfers sich verjüngt, so daß der Reibungskolben mit zunehmender Schwingungsamplitude

und Innenwand zunimmt, wenn diese ihren Durchmesser verringert. Ein wesentlicher Nachteil dieser Ausgestaltung liegt darin, daß die Amplitude der Schwingungen in beiden Schwingungsrichtungen zunimmt, daß aber eine solche Durchmesserverringerung nur in einer Richtung durchgeführt werden kann. Der Schwingungsdämpfer behält also keine symmetrische Charakteristik.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, einen Schwingungsdämpfer der gattungsgemäßen Art so weiterzubilden, daß er einen möglichst einfachen Aufbau aufweist.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die Merkmale im Kennzeichnungsteil des Anspruchs 1 gelöst. Die kurzen nur wenig gedämpften Schwingungsbewegungen bei sehr niedriger oder sehr hoher Drehzahl werden nur zwischen Kolbenstange mit Reibungskolben und der Innenwand des Kolbenträgers ausgeführt, der also gegenüber dem Gehäuse unbeweglich bleibt. Die relativ kleine Dämpfung in diesem Bereich führt dazu, daß das Gesamtsystem weitgehend geräuschfrei schwingt. Der Kolbenträger kann — bezogen auf die Länge des Gehäuses — also auch sehr kurz ausgeführt werden. Die großen Reibungsdämpfungskräfte bei hohen Schwingungsamplituden werden dann zwischen dem am Kolbenträger angebrachten Kolben und dem Gehäuse des Schwingungsdämpfers ausgeübt. Die erfindungsgemäßen Schwingungsdämpfer können bei Waschmaschinen eingesetzt werden, deren Waschaggregate über Federbeine gegenüber dem Grundrahmen des Maschinengestells abgestützt sind. Besonders bevorzugt werden sie aber bei Waschmaschinen eingesetzt, deren Waschaggregat, das ebenfalls eine horizontale Trommelachse aufweist, mittels Zugfedern am oberen Teil des Maschinengestells aufgehängt ist.

Die Weiterbildung nach Anspruch 2 ermöglicht eine besonders einfache Montage des Kolbenträgers und damit auch eine besonders einfache Herstellung, da die Halbschalen des Kolbenträgers in sehr einfacher Weise gespritzt werden können. Diese Ausgestaltung ermöglicht es wiederum, den Kolbenträger aus Kunststoff herzustellen, wie es im Anspruch 3 angegeben ist.

Damit wird auch die schwingende Masse sehr klein gemacht. Dies ermöglicht es weiter, den Kolbenträger mit Flanschringen nach Anspruch 4 zu versehen, die den Verschiebeweg des an der Kolbenstange angebrachten Reibungskolbens relativ zum Kolbenträger festlegen, wobei hierzu zusätzlich noch Anschlagdämpfer nach Anspruch 5 vorgesehen sein können. Die Flanschringe lassen gleichzeitig auch noch Platz zum Luftdurchtritt bei Verschiebungen des gesamten Systems im Gehäuse frei.

Die Weiterbildung nach Anspruch 6 ermöglicht es, insbesondere beim Aufbringen von Schwingungen großer Amplituden eine trockene Reibung und die damit verbundene zu starke Erwärmung und den damit verbundenen zu großen Verschleiß zu unterbinden.

Die Ausgestaltung der Reibungsbeläge nach den Ansprüchen 7 und 8 gewährleistet eine konstante Reibungskraft für jeden Reibungskolben über seinen jeweiligen Hub und über einen Zyklus und über seine lange Lebensdauer.

Anspruch 9 gibt bevorzugte Bereiche für das Verhältnis der Reibungskräfte zueinander an.

Weitere Vorteile und Merkmale der Erfindung ergeben sich aus der Beschreibung eines Ausführungsbeispiels anhand der Zeichnung. Es zeigt

Fig. 1 eine Waschmaschine in schematischer Darstellung in Seitenansicht,

Fig. 2 die Waschmaschine gemäß Fig. 1 in Vorderansicht und

Fig. 3 einen als Reibungsdämpfer ausgestalteten Schwingungsdämpfer im Längsschnitt.

Eine Trommelwaschmaschine mit waagerechter Trommelachse weist ein schwingungsfähiges Waschaggregat 1 mit einem Antrieb 2 auf. Weitere mit dem Waschaggregat verbundene Zubehörteile, beispielsweise ein Getriebe, sind der Einfachheit halber nicht dargestellt. Das schwingungsfähige Waschaggregat ist auf dem durch einen Grundrahmen gebildeten Maschinengestell 3 über Federbeine 4 abgestützt. Die Federbeine 4 sind an ihrem oberen Ende über angeschweißte Brücken oder Bügel 5 mit dem Waschaggregat 1 und am unteren Ende über entsprechende Bügel oder Brücken 6 mit dem Maschinengestell 3 verbunden. Die oberen und die unteren Enden der Federbeine 4 sind mit den Bügeln 5 bzw. 6 unter Zwischenschaltung von Gummikörpern 7 elastisch eingespannt. Das Waschaggregat 1 ist im gewählten Ausführungsbeispiel lediglich durch zwei Federbeine 4 frei schwingungsfähig abgestützt. Eine derartige schwingungsfähige Abstützung ist allgemein bekannt, und zwar insbesondere aus der DE-AS 16 10 138 (entsprechend US-PS 35 09 742). Eine etwas andere, hier ebenfalls in Betracht kommende Art der Verbindung zwischen den Federbeinen und dem Maschinengestell 3 einerseits und dem Waschaggregat 1 andererseits ist aus der DE-OS 32 37 759 (entsprechend US Ser.No. 5 39 594) bekannt.

Zwischen dem Waschaggregat 1 und dem Maschinengestell 3, in diesem Fall wiederum dem Grundrahmen, sind weiterhin Schwingungsdämpfer 8 angeordnet, bei denen es sich um sogenannte Reibungsdämpfer handelt. Diese weisen ein zylindrisches Gehäuse 9 auf, das ein unteres, nach Art eines Auges ausgebildetes Befestigungselement 10 aufweist, mittels dessen es am Maschinengestell 3 angelenkt wird. Nach oben ist eine Kolbenstange 11 aus dem Gehäuse 9 herausgeführt, an deren äußerem freien Ende ebenfalls ein Befestigungselement 12 nach Art eines Auges angebracht ist, mittels dessen der Schwingungsdämpfer 8 am Waschaggregat 1, angelenkt ist. Selbstverständlich können die Schwingungsdämpfer 8 auch in umgekehrter Richtung, d.h. mit nach unten herausgeführter Kolbenstange 11, zwischen Waschaggregat und Maschinengestell 3 angelenkt werden.

Wenn die im Waschaggregat 1 befindliche Trommel um die horizontale Trommelachse 13 angetrieben wird, dann wird das gesamte Waschaggregat 1 aufgrund der durch die in der Trommel befindliche Wäsche gegebenen Unwucht in Drehschwingungen um diese Trommelachse 13 versetzt. Diese Schwingungen werden von den Federbeinen 4 einschließlich der Gummikörper 7 aufgenommen und von den Schwingungsdämpfern 8 gedämpft. Dieser Aufbau und dieser Mechanismus ist allgemein bekannt und in der Praxis üblich.

Wie aus Fig. 3 hervorgeht, ist die Kolbenstange koaxial zur Mittel-Längs-Achse 14 des zylindrischen Gehäuses 9 angeordnet und aus letzterem an einem Ende herausgeführt. In diesem Bereich ist die Kolbenstange 11 mittels einer Führung 15 geführt. Am inneren Ende der Kolbenstange 11 ist ein Reibungskolben 16 axial unverschiebbar befestigt. Er weist in einer flachen Umfangsnut 17 einen Reibbelag 18 auf, der aus einem geschäumten Kunststoff, beispielsweise einem Polyurethan-Schaumstoff, und zwar bevorzugt einem geschlossenzelligen Polyurethan-Schaumstoff, besteht. Dieser Reibbelag 18 ist in Form eines rechteckigen Streifens

ausgebildet und in die Umfangsnut 17 des Reibungskolbens 16 eingelegt. Er kann auch als geschlossene Hülse ausgebildet sein.

Der radial über die Ränder 19 des Reibungskolbens 16 vorstehende, also radial aus der Umfangsnut 17 herausragende Reibungsbelag 18 liegt mit seiner Reibfläche 20 an der Innenwand 21 eines rohrförmigen Kolbenträgers 22 an. Dieser rohrförmige Kolbenträger 22 weist an seinen beiden Enden radial nach innen ragende Flanschringe 23 bzw. 24 auf, gegen deren Innenseite jeweils ringförmige Anschlagdämpfer 25, 26 aus gut dämpfendem Werkstoff, beispielsweise einem geeigneten Kautschuk, anliegen. Der Kolbenträger 22 ist in einer die Achse 14 aufnehmenden Trennfläche 27 geteilt, so daß eine Montage des Kolbenträgers 22 um die Kolbenstange 11 mit dem Reibungskolben 16 in einfacher Weise möglich ist.

Am Kolbenträger 22 ist ein weiterer Reibungskolben 28 ausgebildet, der eine nach außen offene Umfangsnut 29 aufweist, in der ein Reibbelag 30 angeordnet ist, für den das gleiche gilt, wie für den Reibbelag 18. Dieser Reibbelag 30 liegt gegen die Innenwand 31 des rohrförmigen, also zylindrischen Gehäuses 9 an. Axial versetzt gegenüber dem Reibungskolben 28 ist in der Außenwand des Kolbenträgers 22 eine flache ringförmige Kammer 32 ausgebildet. Diese Kammer 32 kann zur Aufnahme von Schmierfett dienen. Ihr Zweck kann aber auch nur darin bestehen, einen notwendigen flächigen Abstand zwischen Kolbenträger 22 und Innenwand 31 des Gehäuses 9 zu erreichen, wo also keine Reibung zwischen dem Kolbenträger 22 und der Innenwand 31 des Gehäuses 9 stattfindet.

Die Reibungskraft R_{18} zwischen dem Reibbelag 18 des Reibungskolbens 16 und der Innenwand 21 des Kolbenträgers 22 ist deutlich geringer als die Reibungskraft R_{30} zwischen dem Reibbelag 30 des Reibungskolbens 28 und der Innenwand 31 des Gehäuses 9. Es gilt also $R_{18} < R_{30}$. Für alle gängigen Bereiche der Praxis gilt, daß die Reibungskraft R_{30} zwei- bis zehnmal so groß ist wie die Reibungskraft R_{18} . Wenn das Waschaggregat nur mit geringen Amplituden schwingt, verändert also der Kolbenträger 22 mit dem Reibungskolben 28 seine axiale Lage gegenüber dem Gehäuse 9 nicht. Vielmehr werden die Schwingungsbewegungen relativ zwischen Kolbenstange 11 und Gehäuse 9 nur zwischen dem Reibungskolben 16 und dem Kolbenträger 22 ausgeführt. Erst wenn die Schwingungsamplitude L größer wird als der lichte Abstand zwischen den Anschlagdämpfern 25, 26, nimmt der Reibungskolben 16 den Kolbenträger 22 mit. Der lichte Abstand der Anschlagdämpfer 25, 26 ist definiert durch ihren Abstand l abzüglich der axialen Länge a des Reibungskolbens 16. Der Reibungskolben 16 kommt also entweder mit dem Anschlagdämpfer 25 oder dem Anschlagdämpfer 26 in Berührung, und nimmt den Kolbenträger 22 relativ zum Gehäuse 9 mit, wenn gilt $L > l - a$. Wenn also diese Bedingung erfüllt ist, erfolgt jeweils ein Übergang von der kleineren Reibungskraft R_{18} auf die größere Reibungskraft R_{30} , d.h. bei den genannten größeren Schwingungsamplituden erfolgt auch eine stärkere Dämpfung. Das Maß $l - a$, d.h. der lichte Abstand der Anschlagdämpfer 25, 26, ist so bemessen, daß beim reinen Waschbetrieb mit unterkritischer Drehzahl der im Waschaggregat 1 befindlichen Trommel und beim Schleudern in überkritischer Drehzahl nur die kleinere Reibungsdämpfung mit der Reibungskraft R_{18} zur Wirkung kommt, während beim

zahl mit den entsprechenden großen Schwingungsamplituden die größere Reibungskraft R_{30} und damit die größere Dämpfungskraft zur Wirkung kommt. Voraussetzung für dieses Prinzip ist, daß — wie allgemein üblich — die Schleuderdrehzahl sich im überkritischen Bereich des gesamten Schwingungssystems befindet, während sich die Waschdrehzahl im unterkritischen Bereich des gesamten Schwingungssystems befindet. Durch die ringförmigen Anschlagdämpfer 25, 26 wird sichergestellt, daß ein weicher Übergang von der Dämpfung mit geringerer Dämpfungskraft R_{18} auf die größere Dämpfungskraft R_{30} erfolgt.

Ein oder mehrere Axialkanäle 33 und ein Spalt 34 zwischen dem Flanschring 24 und dem zugeordneten Anschlagdämpfer 26 einerseits und der Kolbenstange 11 andererseits und eine Öffnung 35 im Flanschring 23 und dem zugeordneten Anschlagdämpfer 25 ermöglichen einen Luftaustausch bei Bewegungen des Reibungskolbens 16 relativ zum Kolbenträger 22 und bei Bewegungen des Kolbenträgers 22 relativ zum Gehäuse 9.

Da die Reibbeläge 18 über ihre gesamte Länge in Richtung der Achse 14 unter gleichmäßiger Vorspannung an der Innenwand 21 bzw. der Innenwand 31 anliegen, und aufgrund ihrer Ausgestaltung insbesondere aus einem Polyurethan-Schaumstoff, üben sie über ihren gesamten Hub eine konstante Reibungskraft R_{18} bzw. R_{30} aus.

Der Reibungskolben 16 und insbesondere der Kolbenträger 22 nebst Reibungskolben 28 bestehen aus Kunststoff, haben also eine relativ geringe schwingende Masse.

Als Werkstoff für den Kolbenträger 22 und den Reibungskolben 16 kommt insbesondere ein Acetalharz in Betracht.

3725100

FIG. 1

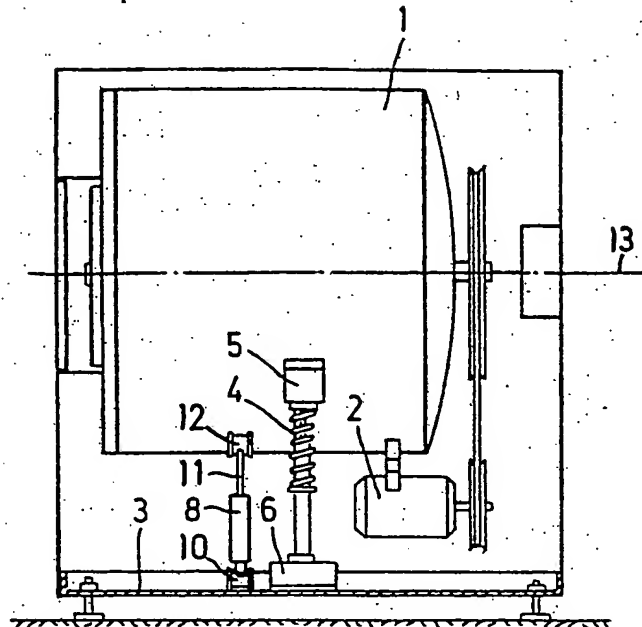


FIG. 2

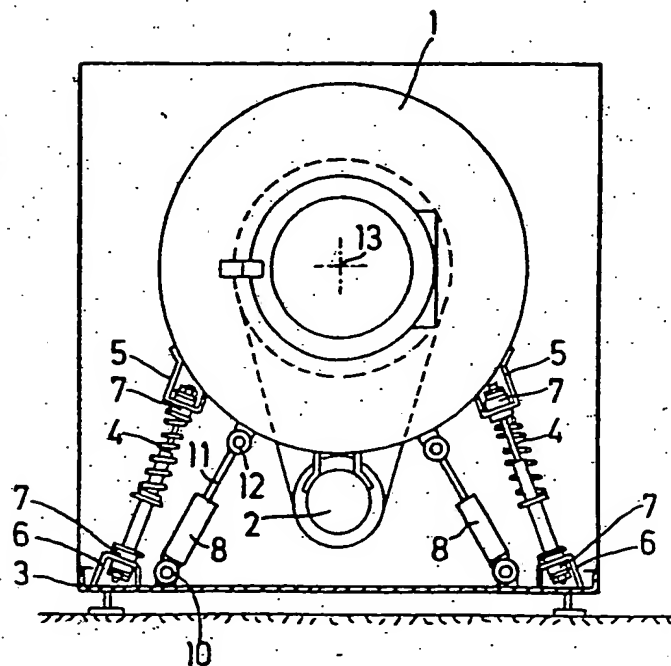


FIG. 3

